**Чаплінський Сергій Станіславович. Моделювання роботи клапанів трипоршневих бурових насосів для підвищення ефективності їх проектування та експлуатації: дис... канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківський національний технічний ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2004**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| **Чаплінський С.С. Моделювання роботи клапанів трипоршневих бурових насосів для підвищення ефективності їх проектування та експлуатації. – Рукопис.**Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2004.Захищаються результати досліджень, спрямовані на підвищення ефективності і точності розрахунків при проектуванні та експлуатації трипоршневого бурового насоса односторонньої дії та його складових, зокрема клапанних вузлів.Вдосконалено математичну модель роботи клапанного вузла за рахунок врахування: стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок газу; дії підпірного відцентрового насоса; змінної величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійності коефіцієнта витрати клапана (нелінійної залежності *m* від висоти підйому тарілки *h*).Розроблена математична модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса, яка більш повно враховує фактори, які впливають на показники його роботи.Змодельована сумісна робота вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса та розроблено алгоритм моделювання, що дозволяє проектувати нові та досліджувати існуючі конструкції бурового насоса без проведення складних, високозатратних натурних експериментів. |

 |
|

|  |
| --- |
| В результаті виконання теоретичних і експериментальних досліджень роботи клапанних вузлів та процесів, які проходять в гідравлічній частині трипоршневого бурового насоса, вирішено важливе наукове-практичне завдання по підвищенню ефективності проектування нових конструкцій бурових насосів та виборі оптимальних режимів експлуатації існуючих. При цьому:1. Досліджено процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі. На основі аналізу проведених досліджень розроблено фізичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового поршневого насоса, яка більш реально відображає сукупну дію процесів та явищ, що проходять в гідравлічній частині під час роботи трипоршневого бурового насоса.
2. На основі розробленої математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса аналітично описані динамічні процеси взаємопов’язаної роботи клапанних вузлів. Рівняння опису роботи клапанних вузлів, які в неї входять, є нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку і в даній роботі розв’язані чисельним методом. Дана модель враховує: стискання бурового розчину та наявність в ньому домішок газу; дію підпірного відцентрового насоса; залежність величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійну залежність коефіцієнта витрати клапана *m* від висоти підйому тарілки над сідлом *h*, що зроблено вперше.Для її розв’язання необхідно мати тільки один експериментальний параметр, а саме коефіцієнт витрати клапана.
3. Вперше розроблено алгоритм розв’язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса з використанням сучасних комп’ютерних технологій на основі узагальнених експериментальних даних, який дозволяє проводити розрахунки (визначати траєкторію руху тарілок клапанів та характеристики роботи нового поршневого насоса ще на стадії проектування з можливістю проведення оптимізації за критеріями нормальної роботи насоса та його складових, а також вибирати ефективні режими його роботи для забезпечення максимального коефіцієнта подачі) без проведення натурних експериментів.
4. Вперше розроблена методика проведення комп’ютерного експеримента по визначенню коефіцієнта витрати клапана як змінної величини *m*в залежності від висоти підйому тарілки *h*. Дана методика може бути використана для дослідження різних типів клапанів в конструкціях різних видів насосів замість проведення натурних експериментів.
5. Розроблено методику розрахунку та оцінки напружено-деформованого стану деталей клапанного вузла при заданому максимальному тиску нагнітання, що дає можливість проектувати нові конструкції клапанів, а також удосконалювати і вибирати існуючі. В результаті досліджень напружено-деформованого стану клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 за розробленою методикою встановлено місця концентрації максимальних напружень, в яких еквівалентні напруження більші допустимих. Вперше доведено, що виконання радіуса заокруглення між опорними поверхнямитарілки призводить до зменшення максимальних еквівалентних напружень в клапані приблизно у 3 рази, при цьому забезпечується його нормальна робота.
6. Досліджена закономірність зміни коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом за допомогою стендового і комп’ютерного експериментів. Встановлена адекватність результатів комп’ютерного експеримента до стендового (максимальна похибка отриманих результатів не перевищує 5.5%, а середнє значення похибки - 4.4%), тому перший рекомендовано для подальших досліджень *m = f(h)*за розробленою методикою. Емпірично описані залежності даного коефіцієнта використовуються для розв’язання математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.
7. Проведено порівняння результатів, отриманих при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час натурного експеримента на буровому насосі УНБТ-950. Розбіжність отриманих результатів складає менше 5%, що свідчить про можливість використання комп’ютерного моделювання з розробленим алгоритмом в подальших дослідженнях для визначення параметрів роботи бурового насосу при різних режимах роботи та визначення його коефіцієнта подачі без проведення натурних експериментів на реальних насосах.
8. Знайшло подальший розвиток дослідження впливу конструктивних (діаметр поршня, довжина шатуна, радіус кривошипа, об’єм порожнини гідравлічної частини) і кінематичних параметрів (кутова швидкість обертання кривошипа) бурового насоса та його складових (маса тарілки, коефіцієнта жорсткості та сили попереднього підтиснення пружини), а також тиску нагнітання, вміст газу в розчині на характеристики їхньої роботи. Подано загальні рекомендації щодо вибору цих параметрів. Визначено значення коефіцієнта подачі бурового насоса УНБТ-950 при використанні серійного клапана №7 при різних режимах роботи насоса, який раніше визначався тільки експериментально або приймався рівним приблизно 0.9, що призводило до неточності визначення дійсної подачі насоса.

9. Досліджено вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи і внаслідок чого вперше встановлено, що значення коефіцієнта витрати клапана суттєво впливає на визначення: максимальної висоти підйому тарілки над сідлом (максимальна похибка складає 76%), висоти зависання тарілки (максимальна похибка складає 60.2%) та швидкості посадки тарілки на сідло (максимальна похибка - 15.5%). Тому рекомендується при проектуванні насосів враховувати нелінійність даного коефіцієнта. |

 |